

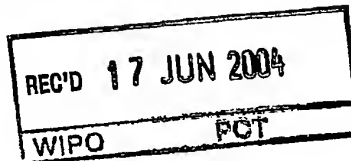
PRIORITY DOCUMENT  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)



PCT/AT 2004/000132

**ÖSTERREICHISCHES PATENTAMT**

A-1200 Wien, Dresdner Straße 87



Kanzleigeühr € 24,00  
Schriftengebühr € 91,00

Aktenzeichen **GM 694/2003**

Das Österreichische Patentamt bestätigt, dass

**die Firma AVL LIST GMBH  
in A-8020 Graz, Hans-List-Platz 1  
(Steiermark),**

am **9. Oktober 2003** eine Gebrauchsmusteranmeldung betreffend

**"Verfahren zum Betreiben einer Diesel-Brennkraftmaschine",**

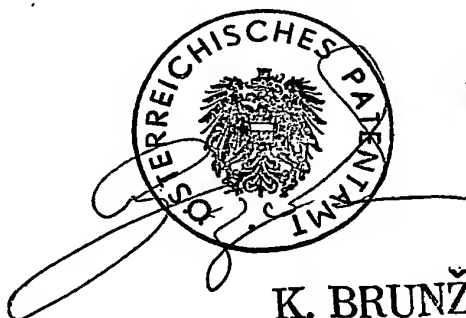
überreicht hat und dass die beigeheftete Beschreibung samt Zeichnungen  
mit der ursprünglichen, zugleich mit dieser Gebrauchsmusteranmeldung  
überreichten Beschreibung samt Zeichnungen übereinstimmt.

Österreichisches Patentamt  
Wien, am 29. April 2004

Der Präsident:

i. A.

**BEST AVAILABLE COPY**



**K. BRUNŽAK**

54997

AT GEBRAUCHSMUSTERSCHRIFT (11) Nr. \_\_\_\_\_

U

(Bei der Anmeldung sind nur die eingerahmten Felder auszufüllen - bitte fett umrandete Felder unbedingt ausfüllen!)

(73) Gebrauchsmusterinhaber:

AVL LIST GMBH  
in Graz (AT)

(54) Titel :

**Titel :**  
Verfahren zum Betreiben einer Diesel-Brennkraftmaschine

(61) Abzweigung von

(66)	Umwandlung von
------	----------------

(62) gesonderte Anmeldung aus (Teilung):

(30) Priorität(en):

— —

(72)	Erfinder:
------	-----------

(22) (21) Anmeldetag, Aktenzeichen:

09. Oktober 2003

(42) Beginn des Schutzes:

(45) Ausgabetag:

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Diesel-Brennkraftmaschine, sowie eine Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens.

Die wichtigsten Bestimmungsstücke für den Verbrennungsablauf in einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung sind die Phasenlage des Verbrennungsablaufes bzw. des Verbrennungsbeginnes, die maximale Anstiegsgeschwindigkeit des Zylinderdruckes, sowie der Spitzendruck.

Bei einer Brennkraftmaschine, bei der die Verbrennung im Wesentlichen durch Selbstzündung einer direkt eingespritzten Kraftstoffmenge erfolgt, werden die Bestimmungsstücke maßgeblich durch den Einspritzzeitpunkt, durch die Ladungszusammensetzung und durch den Zündverzug festgelegt. Diese Parameter werden ihrerseits durch eine große Anzahl von Einflussgrößen bestimmt, wie zum Beispiel Drehzahl, Kraftstoffmenge, Ansaugtemperatur, Ladedruck, effektives Kompressionsverhältnis, Inertgasgehalt der Zylinderladung und Bauteiltemperatur.

Strengere gesetzliche Rahmenbedingungen bewirken, dass bei der Konzeption von Brennverfahren immer wieder neue Wege eingeschlagen werden müssen, um bei Dieselmotoren den Ausstoß an Rußpartikeln und an NOx-Emissionen zu verringern.

Es ist bekannt NOx- und Rußemissionen im Abgas zu verringern, indem durch Vorverlegen des Einspritzzeitpunktes der Zündverzug vergrößert wird, so dass die Verbrennung durch Selbstzündung eines mageren Kraftstoff-Luftgemisches erfolgt. Eine mögliche Variante wird hier als HCLI-Verfahren (Homogenous Charge Late Injection) bezeichnet. Wenn eine derartige Gemischverbrennung durchgeführt wird, erfolgt die Kraftstoffeinspritzung somit genügend weit vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase, wodurch ein weitgehend homogenes Kraftstoff-Luftgemisch entsteht. Durch Abgasrückführung kann erreicht werden, dass die Verbrennungstemperatur unterhalb der für NOx-Entstehung erforderlichen Mindesttemperatur bleibt. Da die Homogenisierung von Kraftstoff und Luft allerdings zeitabhängig ist, ist die Realisierung dieses Verfahrens drehzahl- und lastabhängig eingeschränkt, da bei unzureichender Homogenisierung der Partikelaustritt zunimmt.

Die US 6,338,245 B1 beschreibt eine nach dem HCLI-Verfahren arbeitende Diesel-Brennkraftmaschine, bei der Verbrennungstemperatur und Zündverzug so eingestellt werden, dass im unteren und mittleren Teillastbereich die Verbrennungstemperatur unter der NOx-Bildungstemperatur und das Luftverhältnis

oberhalb des für die Rußbildung maßgeblichen Wertes liegt. Die Verbrennungstemperatur wird dabei durch Verändern der Abgasrückführrate, der Zündverzug durch den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt gesteuert. Bei mittlerer und hoher Last wird die Verbrennungstemperatur so weit abgesenkt, dass sowohl NOx- als auch Rußbildung vermieden wird. Nachteilig ist, dass insbesondere im mittleren Teillastbereich ein niedriges Luftverhältnis kombiniert mit niedrigen Verbrennungstemperaturen auftritt und daher ein schlechter Wirkungsgrad in Kauf genommen werden muss.

Die US 6,158,413 A beschreibt eine direkteinspritzende Diesel-Brennkraftmaschine, bei der die Kraftstoffeinspritzung nicht vor dem oberen Totpunkt der Kompression angesetzt ist, und bei der die Sauerstoffkonzentration im Brennraum durch Abgasrückführung vermindert wird. Dieses Betriebsverfahren wird hier auch als HPLI-Verfahren (Highly Premixed Late Injection) bezeichnet. Wegen des - verglichen mit einer konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt - nach dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgases ist der Zündverzug länger als bei der sogenannten Diffusionsverbrennung. Das durch die Abgasrückführrate gesteuerte niedrige Temperaturniveau bewirkt, dass die Verbrennungstemperatur unter dem für die NOx-Bildung maßgeblichen Wert bleibt. Durch den durch den späteren Einspritzzeitpunkt bewirkten großen Zündverzug wird eine gute Gemischbildung erreicht, wodurch bei der Verbrennung des Gemisches der lokale Sauerstoffmangel deutlich reduziert wird, wodurch die Partikelentstehung verringert wird. Die Spätverschiebung des Brennverlaufes bewirkt eine Absenkung der Maximaltemperatur, führt aber gleichzeitig zu einer Anhebung der mittleren Temperatur bei einem gegebenen späten Kurbelwinkel, was den Rußabbrand verstärkt. Die Verschiebung der Verbrennung in den Expansionstakt führt darüber hinaus im Zusammenwirken mit der hohen Abgasrückführrate trotz der wegen des langen Zündverzugs größeren vorgemischten Kraftstoffmenge und folglich höheren maximalen Brennrate zu einer das zulässige Maß nicht übersteigenden Druckerhöhung im Zylinder. Nachteilig ist der schlechte Wirkungsgrad im unteren Teillastbereich.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine zu entwickeln, mit welchem sich einerseits vom unteren Teillastbereich bis zum Vollastbereich minimale Stickoxid- und Rußemissionen, und andererseits ein hoher Wirkungsgrad erreichen lässt.

Erfindungsgemäß wird dies durch folgende Schritte erreicht:

- Betreiben der Brennkraftmaschine in einem ersten, der niedrigen Teillast zugeordneten Betriebsbereich mit weitgehend homogener Gemischverbrennung und später Kraftstoffeinspritzung, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen etwa 50° bis 5° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird;
- Betreiben der Brennkraftmaschine in einem zweiten, der mittleren Teillast zugeordneten Betriebsbereich mit Niedrigtemperatur-Gemischverbrennung und noch späterer Einspritzung als im ersten Betriebsbereich, wobei Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 2° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt und etwa 20° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase begonnen wird,
- wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich über erste Einspritzöffnungen und im zweiten Betriebsbereich zumindest über zweite Einspritzöffnungen eines vorzugsweise als Doppelnadeldüse ausgeführten Einspritzventils in den Brennraum eingespritzt wird.

Im ersten Betriebsbereich arbeitet die Brennkraftmaschine nach dem HCLI-Verfahren, bei dem der Einspritzzeitpunkt relativ früh im Kompressionstakt, also im Bereich von etwa 50° bis 5° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt, liegt. Die Einspritzung des Kraftstoffes erfolgt im ersten Betriebsbereich vorzugsweise in einem Bereich zwischen 400 und 1000 bar. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt zwischen 10° vor bis 10° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt, wodurch sich ein sehr hoher Wirkungsgrad erreichen lässt. Durch die relativ hohe Abgasrückführrate zwischen 50 und 70% liegt die lokale Verbrennungstemperatur unter der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur. Das lokale Luftverhältnis bleibt somit oberhalb der Rußbildungsgrenze. Die Abgasrückführung kann durch externe oder interne Abgasrückführung oder durch eine Kombination von externer und interner Abgasrückführung mit variabler Ventilsteuerung erreicht werden.

Im zweiten Betriebsbereich wird die Brennkraftmaschine nach dem HPLI-Verfahren betrieben. Dabei liegt der Hauptanteil der Einspritzphase nach dem oberen Totpunkt der Kompression. Wegen des - verglichen mit der konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt - nach dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgases zwischen 20% und 40% ist der Zündverzug hier länger. Gegebenenfalls können zur Verlängerung des Zündverzuges auch weitere Mittel, wie eine Absenkung des effektiven Kompressionsverhältnisses und/oder der Einlasstemperatur, sowie zur Verkürzung der Einspritzdauer eine Erhöhung

des Einspritzdrucks und/oder eine Vergrößerung der Spritzlochquerschnitte der Einspritzdüse, herangezogen werden. Die Einspritzdauer wird derart gestaltet, dass das Einspritzende vor dem Verbrennungsbeginn liegt. In diesem Fall kann die Rußemission auf sehr niedrigem Niveau gehalten werden. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dabei das gleichzeitige Auftreten von flüssigem Kraftstoff im Kraftstoffstrahl einerseits und der den Strahl konventionellerweise umhüllenden Flamme andererseits, vermieden wird, wodurch auch die sonst zur Rußbildung führenden, unter Luftmangel ablaufenden, Oxidationsreaktionen in Strahlnähe unterbunden werden. Für das Verbrennungsverfahren im zweiten Betriebsbereich werden Einspritzdrücke von mindestens 1000 bar benötigt. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass sehr niedrige NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen entstehen und dass eine relativ hohe Abgastemperatur erreicht wird, welche wiederum von Vorteil ist bei der Regeneration von Partikel-Abgasnachbehandlungseinrichtungen.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass im ersten Betriebsbereich der Kraftstoff bei geringerer Durchflussmenge als im zweiten Betriebsbereich eingespritzt wird. Besonders niedrige Stickoxid- und Rußemissionen lassen sich erreichen, wenn der Kraftstoff im ersten und im zweiten Betriebsbereich in entlang einer Kegelmantelfläche angeordneten Kraftstoffstrahlen eingespritzt wird, wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich mit unterschiedlichem, vorzugsweise kleinerem Kegelöffnungswinkel eingespritzt wird als im zweiten Betriebsbereich.

In weiterer Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, dass in einem dritten, der oberen Teillast und der Volllast zugeordnete Betriebsbereich der Hauptanteil der Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen 10° vor bis 10° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt erfolgt, wobei vorzugsweise vorgesehen ist, dass im dritten Betriebsbereich eine Mehrfacheinspritzung durchgeführt wird. Die Abgasrückführrate beträgt im dritten Betriebsbereich bis zu 30%, vorzugsweise etwa 10 bis 20%. Dadurch lassen sich einerseits eine hohe Leistung, andererseits geringe NO<sub>x</sub>-Emissionen und geringe Partikelemissionen erreichen.

Im dritten Betriebsbereich kann der Kraftstoff durch die ersten und/oder durch die zweiten Einspritzöffnungen eingespritzt werden.

Die Brennkraftmaschine wird im ersten, zweiten und/oder im dritten Betriebsbereich mit einem globalen Luftverhältnis von etwa 1,0 bis 2,0 betrieben.

Vorteilhafterweise ist vorgesehen, dass die Abgasrückführung extern und/oder intern durchgeführt wird und der Drall zumindest in einem Bereich, vorzugsweise in allen drei Bereichen, variabel ist. Günstige Abgaswerte bei geringem Kraftstoffverbrauch können mit Drallzahlen zwischen 0 und 5 erreicht werden.

Weiters ist es von Vorteil, wenn das geometrische Kompressionsverhältnis variabel ist. Das geometrische Kompressionsverhältnis ist dabei in einem Bereich zwischen 13 und 19 veränderbar. Ein hohes Kompressionsverhältnis ist für die Phase des Kaltstarts von Vorteil. Eine Reduzierung des Kompressionsverhältnisses während des Lastanstieges erhöht sowohl im ersten, als auch im zweiten Betriebsbereich die maximal erreichbare Last und verringert die Rußemissionen durch längeren Zündverzug.

Dabei kann vorgesehen sein, dass das effektive Kompressionsverhältnis durch den Schließzeitpunkt zumindest eines Einlassventiles verändert wird. Durch Verzögerung des Einlassschlusses oder durch sehr frühen Einlassschluss kann das effektive Kompressionsverhältnis reduziert werden, wodurch die für niedrige NOx-Raten und Rußemissionen erforderliche Abgasrückführrate vermindert werden kann. Dabei können sowohl der Zeitpunkt des Einlassöffnens, als auch der Zeitpunkt des Einlassschließens oder nur der Einlassschlußzeitpunkt verschoben werden.

In weiterer Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, dass der Wechsel vom ersten zum zweiten Betriebsbereich bzw. vom zweiten zum ersten Betriebsbereich durch Reduktion bzw. Erhöhung der Abgasrückführrate eingeleitet wird. Alternativ dazu ist es auch möglich, dass der Übergang vom ersten zum zweiten Motorbetriebsbereich bzw. umgekehrt durch Reduktion der internen oder externen Abgasrückführrate und durch Verzögern des Einspritzbeginnes bzw. durch Erhöhen der Abgasrückführrate und durch Vorverlegung des Einspritzbeginnes eingeleitet wird.

Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass die Reduktion der Abgasrückführrate beim Übergang zwischen ersten und zweiten Motorbetriebsbereich durch Steuerung des Öffnungs- und/oder Schließzeitpunktes des Einlassventiles erfolgt.

Der effektive Mitteldruck beträgt vorzugsweise im ersten Betriebsbereich zwischen etwa 0 und 6 bar, besonders vorzugsweise bis 5,5 bar, im zweiten Betriebsbereich zwischen etwa 3,5 bis 8 bar, besonders vorzugsweise zwischen 4 und 7 bar, und im dritten Betriebsbereich mindestens etwa 5,5 bar, besonders vorzugsweise mindestens etwa 6 bar.

Zur Durchführung des Verfahrens ist eine direkteinspritzende Diesel-Brennkraftmaschine mit zumindest einem Zylinder für einen hin- und hergehenden Kolben erforderlich, bei der der Beginn der Kraftstoffeinspritzung zumindest zwischen 50° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt und 20° nach dem oberen Totpunkt, vorzugsweise bis 50° nach dem oberen Totpunkt, und die Abgasrückführrate zwischen etwa 0 bis 70% variierbar ist. Weiterhin ist vorgesehen, dass der Kraft-

stoffeinspritzdruck zumindest zwischen einem ersten und einem zweiten Druckniveau variierbar ist, wobei vorzugsweise das erste Druckniveau einen Bereich bis etwa 1000 bar und das zweite Druckniveau einen Bereich von mindestens 1000 bar abdeckt, sowie dass eine Einrichtung zur Veränderung des Drallniveaus vorgesehen sein kann.

Weiters ist es von Vorteil, wenn Einlassöffnungszeitpunkt und Einlassschließzeitpunkt variierbar sind. Um dies zu realisieren, ist es vorteilhaft, wenn mittels einer Phasenschiebereinrichtung die Steuerzeiten des Einlassventiles oder auch des Auslassventiles verschiebbar sind. Sehr vorteilhaft ist es dabei, wenn zumindest ein Einlassventil in der Auslassphase aktivierbar ist. Zusätzlich oder alternativ dazu kann vorgesehen sein, dass zumindest ein Auslassventil in der Einlassphase aktivierbar ist.

Zur Durchführung der Einspritzung eignet sich am besten eine Doppelnadeldüse mit ersten und zweiten Einspritzöffnungen, welche separat ansteuerbar sind.

Um unterschiedliche Durchflüsse im ersten und zweiten Betriebsbereich zu erwirken, kann vorgesehen sein, dass die ersten Einspritzöffnungen in Summe einen kleineren Durchflussquerschnitt aufweisen, als die zweiten Einspritzöffnungen.

Da im ersten und zweiten Betriebsbereich unterschiedliche Verbrennungsstrategien angewendet werden, ist es von Vorteil, wenn die Mittelachsen der ersten Einspritzöffnungen entlang einer ersten Kegelmantelfläche und die Mittelachsen der zweiten Einspritzöffnungen entlang einer zweiten Kegelmantelfläche angeordnet sind, wobei der Kegelöffnungswinkel der ersten Kegelmantelfläche kleiner sein kann als der Kegelöffnungswinkel der zweiten Kegelmantelfläche.

In einer besonders bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die erste und die zweite Düsenadel coaxial angeordnet sind, wobei vorzugsweise die erste Düsenadel in der als Hohladel ausgebildeten zweiten Düsenadel geführt ist. Alternativ dazu ist es auch möglich, dass die erste und die zweite Düsenadel parallel nebeneinander in einem Düsenhalter angeordnet sind.

Doppelnadeldüsen mit coaxial oder parallel nebeneinander angeordneten Düsenadeln sind aus der DE 100 40 738 A1 bekannt.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert.

Es zeigen Fig. 1 eine Brennkraftmaschine zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens, in einer schematischen Ansicht, Fig. 2 ein Diagramm, in welchem das lokale Luftverhältnis  $\lambda_L$  über der lokalen Temperatur  $T_L$  aufgetragen ist,



Fig. 3 ein Last-Drehzahldiagramm, Fig. 4 bis 7 Ventilhubdiagramme mit verschiedenen variablen Steuerzeiten, Fig. 8 ein Einspritzzeit-EGR-Rate-Lastdiagramm, Fig. 9 ein Messdiagramm für den ersten Betriebsbereich A, Fig. 10 ein Messdiagramm für den zweiten Betriebsbereich B, Fig. 11 eine Doppelnadeldüse mit koaxialer Düsennadel und Fig. 12 eine Doppelnadeldüse mit parallel nebeneinander angeordneten Düsennadeln.

Fig. 1 zeigt eine Brennkraftmaschine 1 mit einem Einlasssammler 2 und einem Auslasssammler 3. Die Brennkraftmaschine 1 wird über einen Abgasturbolader 4, welche eine abgasbetriebene Turbine 5 und einen durch die Turbine 5 angetriebenen Verdichter 6 aufweist, aufgeladen. Stromaufwärts des Verdichters 6 ist auf der Einlassseite ein Ladeluftkühler 7 angeordnet.

Weiters ist ein Hochdruck-Abgasrückführsystem 8 mit einer ersten Abgasrückführleitung 9 zwischen dem Abgasstrang 10 und der Einlassleitung 11 vorgesehen. Das Abgasrückführsystem 8 weist einen Abgasrückführkühler 12 und ein Abgasrückführventil 13 auf. Abhängig von der Druckdifferenz zwischen den Auslassstrang 10 und der Einlassleitung 11 kann in der ersten Abgasrückführleitung 9 auch eine Abgaspumpe 14 vorgesehen sein, um die Abgasrückführrate zu steuern bzw. zu erhöhen.

Neben diesem Hochdruck-Abgasrückführsystem 8 ist ein Niederdruck-Abgasrückführsystem 15 stromabwärts der Turbine 5 und stromaufwärts des Verdichters 6 vorgesehen, wobei in der Abgasleitung 16 stromabwärts eines Partikelfilters 17 eine zweite Abgasrückführleitung 18 abzweigt und stromaufwärts des Verdichters 6 in die Ansaugleitung 19 einmündet. In der zweiten Abgasrückführleitung 18 ist weiters ein Abgasrückführkühler 20 und ein Abgasrückführventil 21 angeordnet. Zur Steuerung der Abgasrückführrate ist in der Abgasleitung 16 stromabwärts der Abzweigung ein Abgasventil 22 angeordnet.

Stromaufwärts der Abzweigung der ersten Abgasrückführleitung 9 ist im Abgasstrang 10 ein Oxidationskatalysator 23 angeordnet, welcher HC, CO und flüchtige Teile der Partikelemissionen entfernt. Ein Nebeneffekt ist, dass die Abgastemperatur dabei erhöht wird und somit zusätzliche Energie der Turbine 5 zugeführt wird. Prinzipiell kann dabei der Oxidationskatalysators 23 auch stromabwärts der Abzweigung der Abgasrückführleitung angeordnet sein. Die in Fig. 1 gezeigte Anordnung mit der Abzweigung stromabwärts des Oxidationskatalysators 23 hat den Vorteil, dass der Abgaskühler 12 einer geringeren Verschmutzung ausgesetzt ist, aber den Nachteil, dass aufgrund der höheren Abgastemperaturen eine höhere Kühlleistung durch den Abgasrückführkühler 12 notwendig wird.

Pro Zylinder 24 weist die Brennkraftmaschine 1 zumindest ein direkt Diesel-Kraftstoff in den Brennraum einspritzendes Einspritzventil 25 auf, welches in der Lage ist, mehrere Einspritzungen pro Arbeitszyklus vorzunehmen und deren jeweiliger Einspritzbeginn in einem Bereich zwischen  $50^\circ$  Kurbelwinkel CA vor dem oberen Totpunkt TDC bis  $50^\circ$  Kurbelwinkel CA nach dem oberen Totpunkt TDC verändert werden kann. Der maximale Einspritzdruck sollte dabei mindestens 1000 bar betragen.

Die Brennraumform und die Kraftstoffeinspritzkonfiguration sind für eine konventionelle Volllast-Diesel-Verbrennung auszulegen.

Fig. 2 zeigt ein Diagramm, in welchem das lokale Luftverhältnis  $\lambda_L$  über der lokalen Verbrennungstemperatur  $T_L$  aufgetragen ist. In dem mit SOOT bezeichneten Bereich tritt starke Rußbildung auf, mit NOx ist der Bereich starker Stickoxidbildung bezeichnet. Mit A, B, C sind erster, zweiter und dritter Betriebsbereich des hier beschriebenen Verfahrens eingetragen.

Der erste Betriebsbereich A ist dabei dem unteren bis mittleren Teillastbereich  $L_L$ , der zweite Motorbetriebsbereich B dem mittleren bis oberen Teillastbereich  $L_M$  und der dritte Motorbetriebsbereich C dem Hochlast- und Volllastbereich  $L_H$  zugeordnet, wie aus dem in Fig. 3 dargestellten Last L-Drehzahl n-Diagramm zu entnehmen ist.

Im ersten Betriebsbereich A, welcher auch als HCLI-Bereich bezeichnet wird (Homogenous Charge Late Injection) liegt der Beginn der Einspritzung relativ früh im Kompressionstakt, also etwa bei  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel CA vor dem oberen Totpunkt TDC nach dem Kompressionstakt, wodurch ein langer Zündverzug zur Ausbildung eines teilhomogenen Gemisches für eine vorgemischte Verbrennung zur Verfügung steht. Durch die ausgeprägte Vormischung und Verdünnung können extrem niedrige Ruß- und NOx-Emissionswerte erreicht werden. Wie aus Fig. 2 hervorgeht, liegt der erste Betriebsbereich A deutlich über der für die Rußentstehung maßgeblichen Grenze für das lokale Luftverhältnis  $\lambda_{LS}$ . Durch eine hohe Abgasrückführrate EGR zwischen 50% bis 70% wird erreicht, dass die lokale Verbrennungstemperatur  $T_L$  stets unter der minimalen Stickoxidbildungstemperatur  $T_{NOx}$  bleibt. Die Einspritzung erfolgt bei einem Druck zwischen 400 und 1000 bar. Der lange Zündverzug bewirkt, dass die Verbrennungsphase in die wirkungsgradoptimale Lage um den oberen Totpunkt TDC geschoben wird. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt in einem Bereich zwischen  $-10^\circ$  bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel CA nach dem oberen Totpunkt TDC, wodurch ein hoher Wirkungsgrad erreicht werden kann. Die hohe Abgasrückführrate EGR, welche für den ersten Betriebsbereich A erforderlich ist, kann entweder durch externe Abgasrückführung

alleine, oder durch Kombination externer mit interner Abgasrückführung durch variable Ventilsteuerung erzielt werden.

Im zweiten Betriebsbereich B wird die Brennkraftmaschine nach dem sogenannten HPLI-Verfahren (Highly Premixed Late Injection) betrieben. Dabei liegt der Hauptanteil der Einspritzphase nach dem oberen Totpunkt TDC. Im zweiten Betriebsbereich B wird die Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführrate zwischen 20 bis 40% betrieben, wobei der Beginn der Einspritzung in einem Bereich zwischen  $2^\circ$  Kurbelwinkel CA vor dem oberen Totpunkt bis  $20^\circ$  Kurbelwinkel CA nach dem oberen Totpunkt liegt. Durch die vollständige Trennung des Endes der Einspritzung und des Beginnes der Verbrennung wird eine teilweise Homogenisierung des Gemisches mit vorgemischter Verbrennung erreicht. Wegen des verglichen mit der konventionellen Einspritzung vor dem oberen Totpunkt sinkenden Temperaturniveaus und der gegenüber konventioneller Betriebsweise erhöhten Menge rückgeführten Abgase ist der Zündverzug länger. Zur Verlängerung des Zündverzuges können auch andere Mittel, wie eine Absenkung des effektiven Kompressionsverhältnisses  $\varepsilon$  und/oder der Einlasstemperatur sowie zur Verkürzung der Einspritzdauer eine Erhöhung des Einspritzdruckes und/oder eine Vergrößerung der Spritzlochquerschnitte der Einspritzdüse herangezogen werden. Die kurze Einspritzdauer ist erforderlich, damit das Einspritzende noch vor dem Verbrennungsbeginn liegt. In diesem Fall kann die Rußemission auf sehr niedrigem Niveau gehalten werden. Dies kann dadurch erklärt werden, dass dabei das gleichzeitige Auftreten von flüssigem Kraftstoff im Kraftstoffstrahl und der den Strahl konventionellerweise umhüllenden Flamme vermieden wird, wodurch auch die sonst zur Rußbildung führenden, unter Luftmangel ablaufenden Oxidationsreaktionen in Strahlnähe unterbunden werden. Die späte Lage des Einspritzzeitpunktes führt zusammen mit dem relativ langen Zündverzug zu einer Spätverlagerung des gesamten Verbrennungsablaufes, wodurch auch der Zylinderdruckverlauf nach spät verschoben und die Maximaltemperatur abgesenkt wird, was zu einer niedrigen NOx-Emission führt.

Die Spätverschiebung des Brennverlaufes bewirkt eine Absenkung der Maximaltemperatur, führt aber gleichzeitig zu einer Anhebung der Temperatur bei einem gegebenen späteren Kurbelwinkel CA, was den Rußabbrand wiederum verstärkt.

Die Verschiebung der Verbrennung in den Expansionstakt führt darüber hinaus wieder im Zusammenwirken mit der hohen Abgasrückführrate EGR trotz der wegen des langen Zündverzugs größeren vorgemischten Kraftstoffmenge und folglich höheren maximalen Brennrate zu einer das zulässige Maß nicht übersteigenden Druckanstiegsrate in Zylinder. Die hohe maximale Brennrate, die zu einem hohen Gleichraumgrad führt, ist in der Lage, den Wirkungsgradverlust durch Spätverlagerung der Verbrennungsphase zum Teil auszugleichen. Zur Erzielung

eines hohen Wirkungsgrades sollte der Verbrennungsschwerpunkt möglichst nahe am oberen Totpunkt TDC sein.

Der Vorteil des im zweiten Betriebsbereich B verwendenden HPLI-Verfahrens ist, dass sehr geringe NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen entstehen und dass eine hohe Abgastemperatur erreicht werden kann, welche für die Regeneration eines Partikelfilters von Vorteil ist. Wie aus der Fig. 2 hervorgeht, liegt die lokale Verbrennungstemperatur  $T_L$  im zweiten Betriebsbereich B zu einem kleinen Teil über der unteren NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur  $T_{NOx}$ . Das lokale Luftverhältnis  $\lambda_L$  liegt dabei größtenteils über der Rußbildungsgrenze  $\lambda_{LS}$ . Im zweiten Betriebsbereich B wird zwar Ruß zu Beginn des Verbrennungsprozesses gebildet, durch die starken Turbulenzen zu Folge der Hochdruckeinspritzung und durch hohe Temperaturen ist der Ruß aber gegen Ende des Verbrennungsprozesses oxidiert, wodurch insgesamt sehr geringe Rußemissionen entstehen.

Im dritten Betriebsbereich C wird die Brennkraftmaschine konventionell mit Abgasrückführaten EGR zwischen 0 bis 30% betrieben, wobei Mehrfacheinspritzungen möglich sind. Dadurch kann eine vorgemischte und eine Diffusionsverbrennung durchgeführt werden. Für die Abgasrückführung kann auch eine Kombination aus externer und interner Abgasrückführung verwendet werden.

Zu Vergleichszwecken ist in Fig. 2 der Betriebsbereich D punktiert eingezeichnet. Dieser Betriebsbereich D wird beispielsweise in der US 6,338,245 B1 im mittleren bis hohen Teillastbereich gefahren. Dies hat aber den Nachteil, dass infolge niedriger Temperaturen der Wirkungsgrad schlecht ist. Beim vorliegenden erfindungsgemäßen Verfahren kann dieser Bereich generell vermieden werden.

Optionell kann im ersten, zweiten und/oder dritten Betriebsbereich A, B, C auch ein Drall im Brennraum generiert werden. Die Drallbildung ist von Vorteil, um die Rußbildung weiter zu verringern. Drall und hoher Wirkungsgrad müssen dabei aufeinander abgestimmt werden.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn sich bei der Brennkraftmaschine 1 die Ventilsteuerzeiten variabel verstellen lassen. Dadurch kann genau und schnell die Abgasrückführate EGR zwischen den Betriebsbereichen A, B, C bei Laständerungen gestellt werden. Durch Kombination von externer und interner Abgasrückführung ist eine besonders schnelle und genaue Steuerung der Abgasrückführate EGR möglich. Schließlich kann mittels variabler Ventilsteuerung auch eine Regelung des effektiven Kompressionsverhältnisses  $\varepsilon$  erfolgen, wodurch sich mit verringerter Abgasrückführate EGR niedrigere Stickoxid- und Rußemissionen erreichen lassen.

Fig. 4 zeigt ein Ventilerhebungsdiagramm, bei dem die Ventilerhebungen  $l_v$  zumindest eines Auslassventiles A und zumindest eines Einlassventiles E über dem Kurbelwinkel CA aufgetragen sind. Durch Verschiebung der Einlassventilkurve E nach spät, beispielsweise mit einem Phasenschieber, können das effektive Kompressionsverhältnis  $\varepsilon$  und die erforderliche Abgasrückführrate EGR reduziert werden. Dies kann in allen drei Betriebsbereichen A, B und C erfolgen. Mit  $E_0$  bzw.  $E_c$  sind Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Einlassventiles bezeichnet. Mit  $E_{0s}$  und  $E_{oc}$  sind Öffnungsbeginn und Schließzeitpunkt der verschobenen Einlassventilerhebungskurve  $E_s$  angedeutet.

Alternativ dazu kann lediglich auch nur die Schließflanke der Einlassventilerhebungskurve E verändert werden, wodurch der Schließzeitpunkt früher oder später liegt, wie durch die Linien  $E_s'$  und  $E_s''$  in Fig. 5 angedeutet ist. Es lässt sich im Wesentlichen der gleiche Effekt erzielen, wie durch Verschiebung der gesamten Ventilerhebungskurve (Fig. 4).

Interne Abgasrückführung kann bewirkt werden durch erneutes Öffnen des Auslassventils während des Einlasshubes, wie die Linie A' in Fig. 6 zeigt, oder durch erneutes Öffnen des Einlassventiles während des Auslasshubes, siehe Linie E' in Fig. 7. Dadurch kann eine schnelle Steuerung der Abgasrückführrate EGR in allen Betriebsbereichen A, B, C bewirkt werden. Es ist möglich, den Übergang zwischen dem zweiten Betriebsbereich B mit 20% bis 40%iger Abgasrückführrate EGR zum ersten Betriebsbereich A mit 50 bis 70%iger Abgasrückführrate EGR nur durch interne Abgasrückführung und durch Vorverlegen des Beginnes  $\alpha_i$  der Kraftstoffeinspritzung I durchzuführen. Der entgegengesetzte Wechsel vom ersten Betriebsbereich A zum zweiten Betriebsbereich B ist ebenfalls möglich.

Wird keine variable Ventilsteuerung verwendet, so kann der Übergang zwischen dem ersten und dem zweiten Betriebsbereich A, B durch Reduzierung der externen Abgasrückführrate EGR und gleichzeitiger Vorverlegung des Beginnes  $\alpha_i$  der Kraftstoffeinspritzung I durchgeführt werden, wie aus Fig. 8 ersichtlich ist. Durch die gleichzeitige Reduzierung der Abgasrückführrate EGR und Vorverlegung des Beginnes der Kraftstoffeinspritzung I können Fehlzündungen vermieden werden. Umgekehrt kann ein Übergang zwischen dem zweiten Betriebsbereich B zum ersten Betriebsbereich A durch gleichzeitige Erhöhung der internen Abgasrückführrate EGR und durch Vorverlegung des Beginnes  $\alpha_i$  der Einspritzung I durchgeführt werden.

Fig. 9 zeigt ein Messdiagramm eines Ausführungsbeispiels für den ersten Betriebsbereich A, wobei Einspritzung I, Wärmefreisetzungsrate Q, kumulierte Wärmefreisetzungsrate  $\Sigma Q$  und Zylinderdruck p über dem Kurbelwinkel CA aufgetragen sind. Fig. 10 zeigt ein analoges Messdiagramm für den zweiten Be-

triebsbereich B. Dünne und dicke Linien repräsentieren verschiedene Parameterkonfigurationen. Deutlich ist der relativ lange Zündverzug zwischen der Einspritzung I und der Verbrennung zu erkennen.

Die Figuren 11 und 12 zeigen Einspritzventile 25 mit Doppelnadeldüsen 100, 200 aufweisenden Düsenhaltern 110, 210.

Die Doppelnadeldüse 100 aus Fig. 11 weist eine erste Düsennadel 101 auf, welche in einer hohl ausgeführten zweiten Düsennadel 102 verschiebbar angeordnet ist. Die erste Düsennadel 101 steuert erste Einspritzöffnungen 103, und die zweite Düsennadel 102 steuert zweite Einspritzöffnungen 104 an, welche in der Düsenkuppe 106 angeordnet sind. Die Summe der Durchmesser  $d_1$  der ersten Einspritzöffnungen 103 ist dabei kleiner als die Summe der Durchmesser  $d_2$  der zweiten Einspritzöffnungen 104. Die Mittelachsen 103a, 104a der ersten Einspritzöffnungen 103 und der zweiten Einspritzöffnungen 104 sind auf jeweils einer Kegelfläche 107, 108 angeordnet, deren Kegelöffnungswinkel mit  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bezeichnet ist. Dabei ist der Kegelöffnungswinkel  $\alpha_1$  der ersten Einspritzöffnungen 103 etwas kleiner als der Kegelöffnungswinkel  $\alpha_2$  der zweiten Einspritzöffnungen 104.

Das in Fig. 12 gezeigte Einspritzventil 25 weist eine Doppelnadeldüse 200 mit einer ersten Düsennadel 201 und einer zweiten Düsennadel 202 auf, wobei beide Düsennadeln 201, 202 nebeneinander parallel angeordnet sind. Die Düsenachsen 201' und 202' sind voneinander beabstandet. Die erste Düsennadel 201 steuert erste Einspritzöffnungen 203 und die zweite Düsennadel 202 steuert zweite Einspritzöffnungen 204 an, welche jeweils in einer Düsenkuppe 206a, 206b angeordnet sind. Die ersten und zweiten Einspritzöffnungen 203, 204 sind entlang einer Kegelmantelfläche 207, 208 angeordnet, deren Kegelöffnungswinkel mit  $\alpha_1$  bzw.  $\alpha_2$  bezeichnet ist. Die Durchmesser der ersten und zweiten Einspritzöffnungen 203, 204 sind mit  $d_1$  und mit  $d_2$  bezeichnet. Die Summe der Durchtrittsquerschnitte der ersten Einspritzöffnungen 203 ist kleiner als die Summe der Durchtrittsquerschnitte der zweiten Einspritzöffnungen 204. Die Mündungen der Einspritzöffnungen 203 in den Brennraum der ersten Düsenkuppe 206a und die Mündungen der Einspritzöffnungen 204 der zweiten Düsenkuppe 206b sind jeweils in voneinander beabstandeten Normalebenen 209a, 209b auf die Düsennadelachsen 201', 202' angeordnet. Der Abstand zwischen den Normalebenen 209a, 209b ist mit  $a$  bezeichnet. Dieser Abstand bewirkt, dass sich die Strahlen der ersten und zweiten Einspritzöffnungen 203, 204 bei Volllast nicht gegenseitig behindern, also nicht aufeinander treffen. Vorteilhafterweise sind beide Düsenkuppen 206a, 206b mit der gleichen Lochanzahl, vorzugsweise drei, ausgeführt.

Die ersten und zweiten Düsennadeln 101, 102, 201, 202 können separat in bekannter Weise angesteuert werden, wie beispielsweise in der DE 100 40 738 A1 beschrieben ist. Dabei wird im ersten Motorbetriebsbereich A die erste Düsennadel 101, 201 betätigt und dabei die ersten Einspritzöffnungen 103, 203 geöffnet, während die zweiten Einspritzöffnungen 104, 204 geschlossen bleiben. Im zweiten Betriebsbereich B wird die zweite Düsennadel 102, 202 betätigt, wodurch die zweiten Einspritzöffnungen 104, 204 geöffnet werden, während wiederum die ersten Einspritzöffnungen 103, 203 verschlossen bleiben. Dadurch, dass in den Betriebsbereichen A, B jeweils separate Einspritzöffnungen 103, 104, 203, 204 zur Anwendung kommen, können die Einspritzcharakteristiken für den HCLI-Betrieb im ersten Betriebsbereich A und dem HPLI-Betrieb im zweiten Motorbetriebsbereich B optimal realisiert werden. Im dritten Betriebsbereich C werden beide Düsennadeln 101, 102; 201, 202 betätigt, wodurch die Einspritzung durch alle Einspritzöffnungen 103, 104; 203, 204 erfolgt.

Durch das beschriebene Verfahren lässt sich sowohl im ersten, zweiten und dritten Betriebsbereich A, B, C die Brennkraftmaschine mit hohem Wirkungsgrad und niedrigen NOx- und Rußemissionen betreiben.

## ANSPRÜCHE

1. Verfahren zum Betreiben einer direkteinspritzenden Diesel-Brennkraftmaschine mit folgenden Schritten:
  - Betreiben der Brennkraftmaschine in einem ersten, der niedrigen Teillast ( $L_L$ ) zugeordneten Betriebsbereich (A) mit weitgehend homogener Gemischverbrennung und später Kraftstoffeinspritzung, wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen etwa  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel (CA) vor dem oberen Totpunkt (TDC) der Kompressionsphase begonnen wird;
  - Betreiben der Brennkraftmaschine in einem zweiten, der mittleren Teillast ( $L_M$ ) zugeordneten Betriebsbereich (B) mit Niedrigtemperatur-Gemischverbrennung und noch späterer Einspritzung als im ersten Betriebsbereich (A), wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen  $2^\circ$  Kurbelwinkel (CA) vor dem oberen Totpunkt (TDC) und etwa  $20^\circ$  Kurbelwinkel (CA) nach dem oberen Totpunkt (TDC) der Kompressionsphase begonnen wird,
  - wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich (A) über erste Einspritzöffnungen (103, 203) und im zweiten Betriebsbereich (B) zumindest über zweite Einspritzöffnungen (104, 204) eines vorzugsweise als Doppelnadeldüse ausgeführten Einspritzventils (25) in den Brennraum eingespritzt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass im ersten Betriebsbereich (A) der Kraftstoff bei geringerer Durchflussmenge als im zweiten Betriebsbereich (B) eingespritzt wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kraftstoff im ersten und im zweiten Betriebsbereich (A, B) in entlang einer Kegelmantelfläche angeordneten Kraftstoffstrahlen eingespritzt wird, wobei der Kraftstoff im ersten Betriebsbereich (A) mit unterschiedlichem, vorzugsweise kleinerem Kegelöffnungswinkel ( $\alpha_1$ ) eingespritzt wird als im zweiten Betriebsbereich (B).
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass in einem dritten, der oberen Teillast ( $L_H$ ) und der Volllast zugeordneten Betriebsbereich (C) der Hauptanteil der Kraftstoffeinspritzung in einen Bereich zwischen  $10^\circ$  vor bis  $10^\circ$  Kurbelwinkel (CA) nach dem oberen Totpunkt (TDC) erfolgt.



5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass im dritten Betriebsbereich (C) der Kraftstoff durch die ersten und/oder durch die zweiten Einspritzöffnungen (103, 203; 104, 204) eingespritzt wird.
6. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5, mit einem Einspritzventil (25) zur direkten Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Einspritzventil (25) als Doppelnadeldüse (100, 200) ausgeführt ist, welche erste und zweite Einspritzöffnungen (103, 203; 104, 204) aufweist, wobei erste und zweite Einspritzöffnungen (103, 203; 104, 204) separat voneinander ansteuerbar sind.
7. Vorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die ersten Einspritzöffnungen (103, 203) in Summe einen kleineren Durchflussquerschnitt aufweisen, als die zweiten Einspritzöffnungen (104, 204).
8. Vorrichtung nach Anspruch 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Mittelachsen (103a, 203a) der ersten Einspritzöffnungen (103, 203) entlang einer ersten Kegelmantelfläche und die Mittelachsen (104a, 204a) der zweiten Einspritzöffnungen (104, 204) entlang einer zweiten Kegelmantelfläche angeordnet sind, wobei der Kegelöffnungswinkel ( $\alpha_1$ ) der ersten Kegelmantelfläche kleiner ist als der Kegelöffnungswinkel ( $\alpha_2$ ) der zweiten Kegelmantelfläche.
9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Düsennadel (101, 102) koaxial angeordnet sind, wobei vorzugsweise die erste Düsennadel (101) in der als Hohl-nadel ausgebildeten zweiten Düsennadel (102) geführt ist.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste und die zweite Düsennadel (201, 202) parallel nebeneinander in einem Düsenhalter (210) angeordnet sind.

2003 10 09

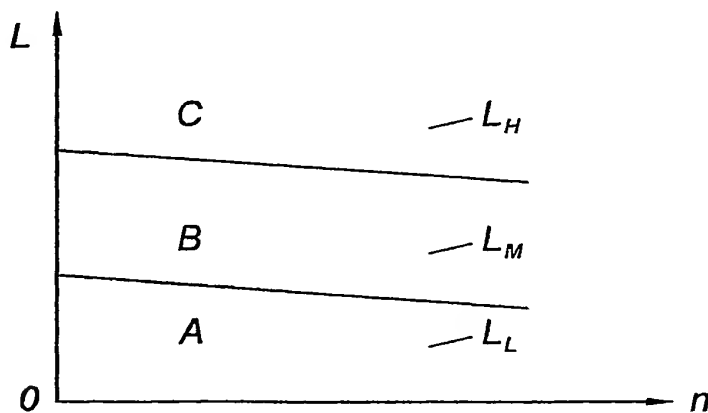
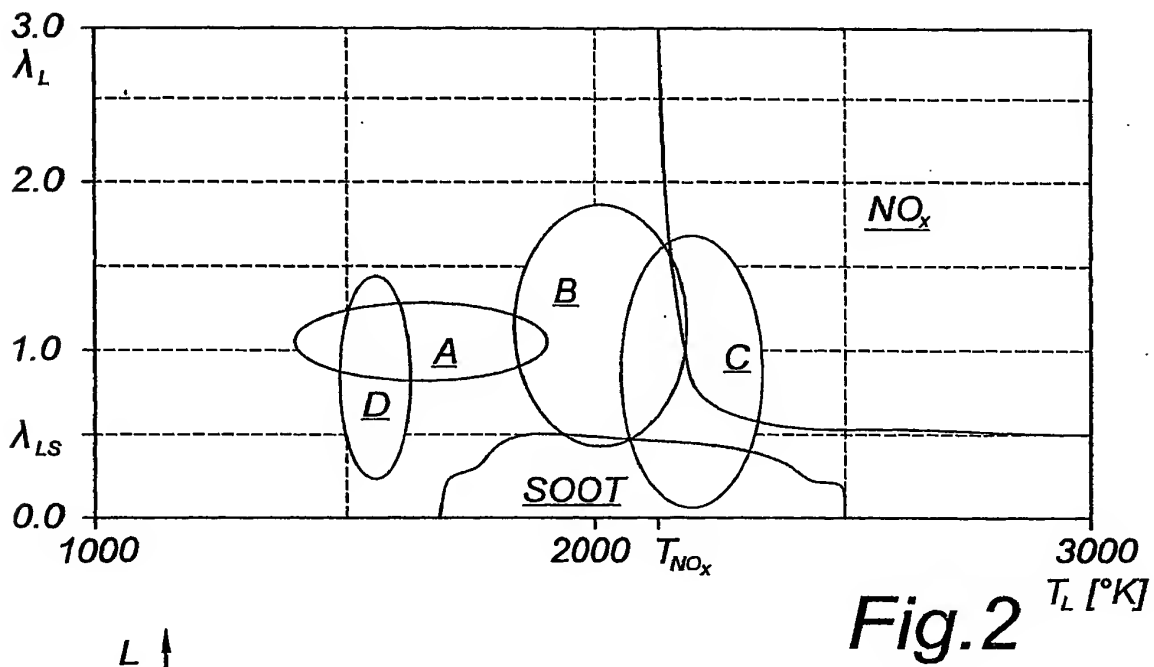
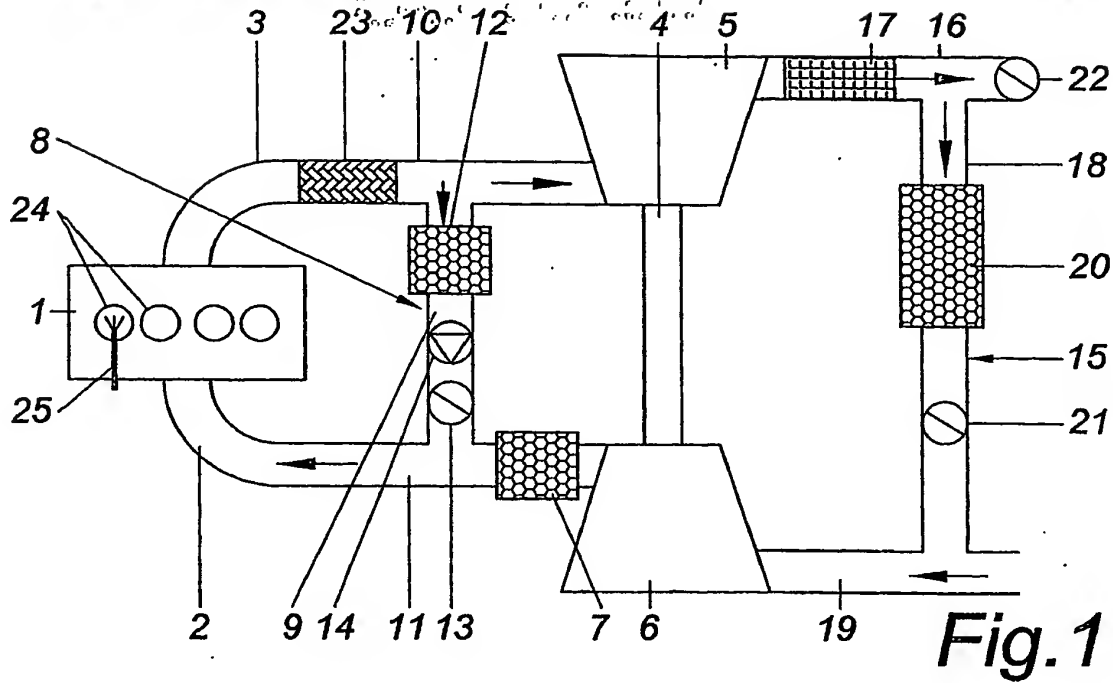
Fu/Sc

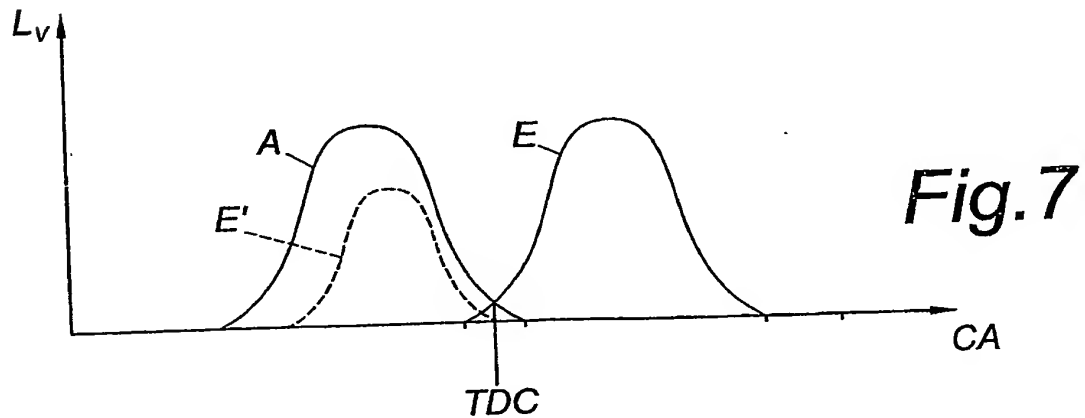
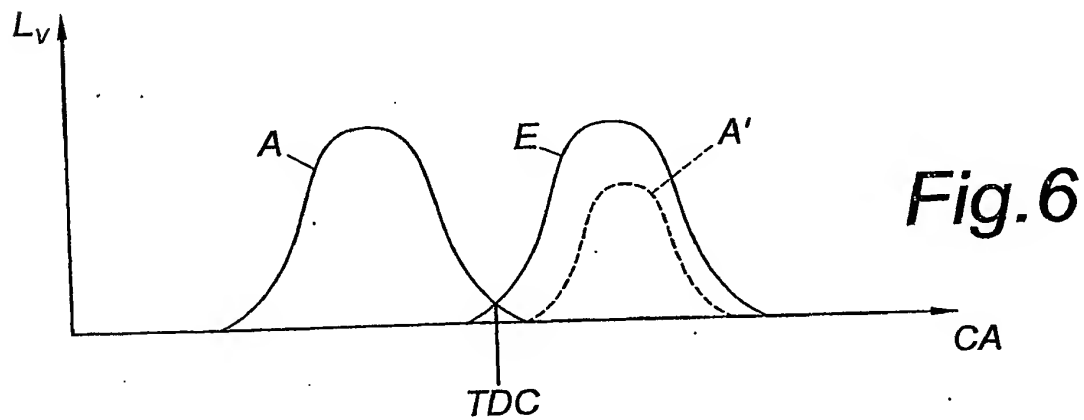
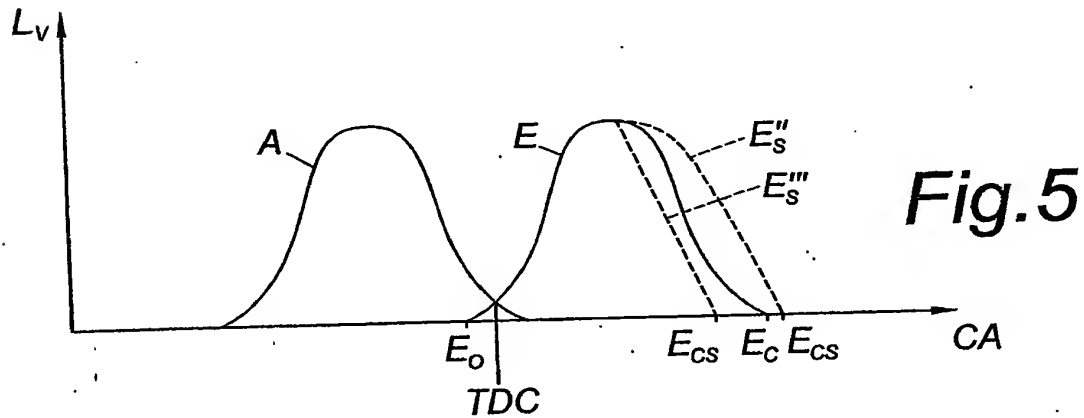
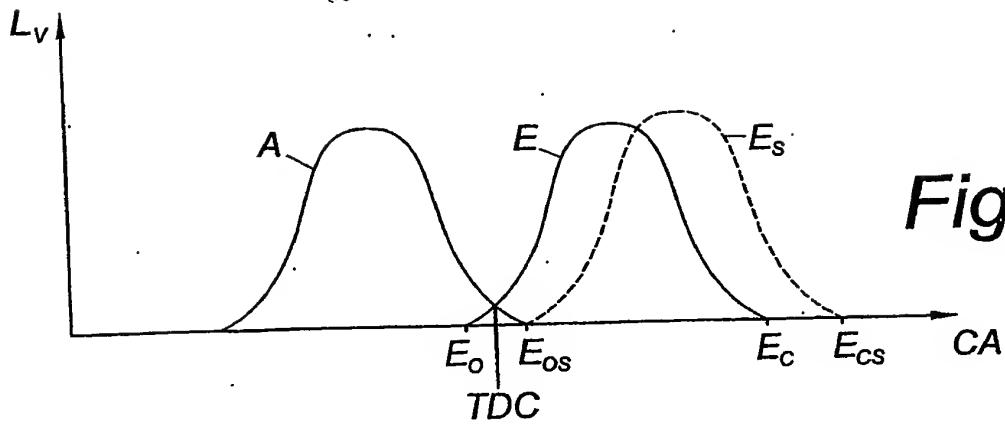
Patentanwalt  
Dipl.-Ing. Mag. Michael Babaluk  
A-1150 Wien, Mariahilfer Gürtel 39/17  
Tel.: (+43 1) 892 39 33-0 Fax: (+43 1) 892 39 33-3  
e-mail: patent@babaluk.at

## ZUSAMMENFASSUNG

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer direkteinspritzenden Diesel-Brennkraftmaschine, wobei in einem ersten, der niedrigen Teillast ( $L_L$ ) zugeordneten Betriebsbereich (A) die Brennkraftmaschine mit weitgehend homogener Gemischverbrennung und späterer Einspritzung betrieben wird, und wobei die Kraftstoffeinspritzung in einem Bereich zwischen  $50^\circ$  bis  $5^\circ$  Kurbelwinkel (CA) vor dem oberen Totpunkt (TDC) der Kompressionsphase beginnt. In einem zweiten, der mittleren Teillast ( $L_M$ ) zugeordnete Betriebsbereich (B) wird die Brennkraftmaschine mit Niedrigtemperatur-Gemischverbrennung betrieben, wobei die Kraftstoffbeinspritzung in einem Bereich zwischen  $2^\circ$  Kurbelwinkel (CA) vor dem oberen Totpunkt (TDC) und  $20^\circ$  nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase beginnt. Im ersten Betriebsbereich (A) erfolgt die Einspritzung über erste Einspritzöffnungen (103, 203), im zweiten Betriebsbereich (B) zumindest über zweite Einspritzöffnungen (104, 204) eines vorzugsweise als Doppelnadeldüse (100, 200) ausgeführten Einspritzventils (25). Auf diese Weise können sowohl im unteren Teillastbereich bis zum Vollastbereich minimale Stickoxid- und Rußemissionen, als auch ein hoher Wirkungsgrad erreicht werden.

Fig. 11





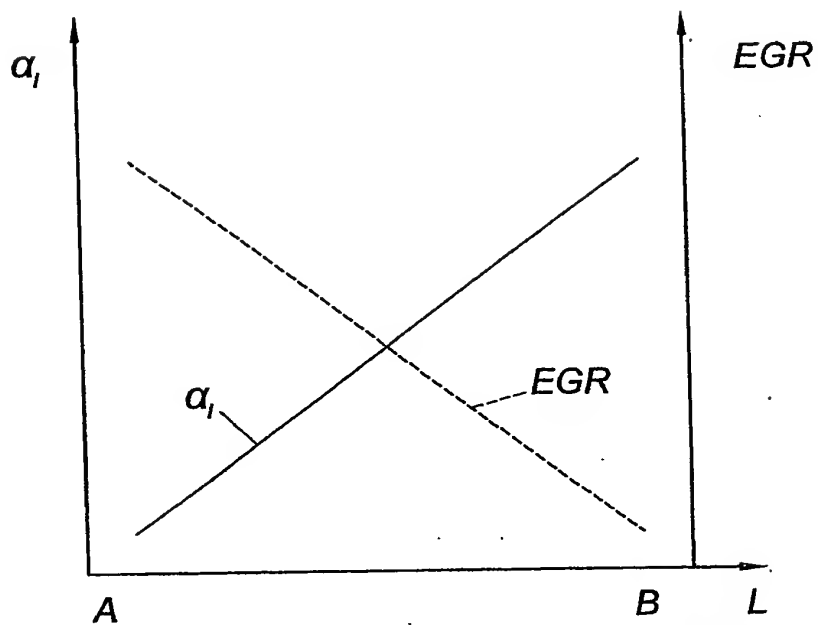


Fig. 8

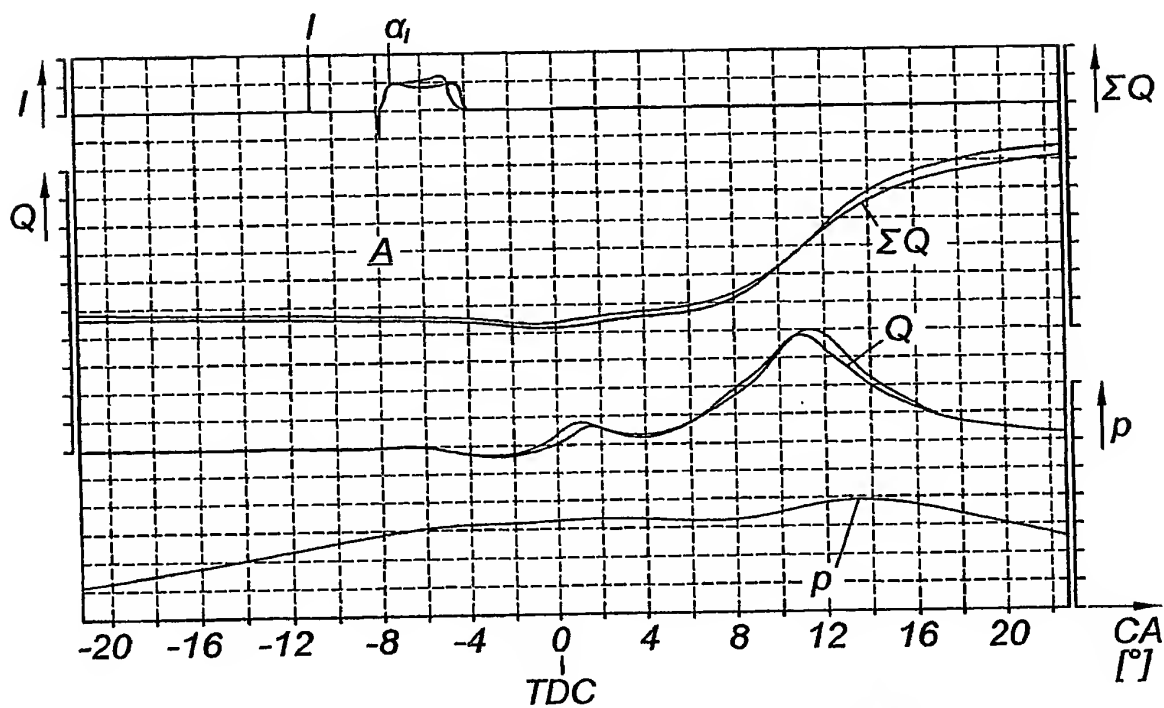
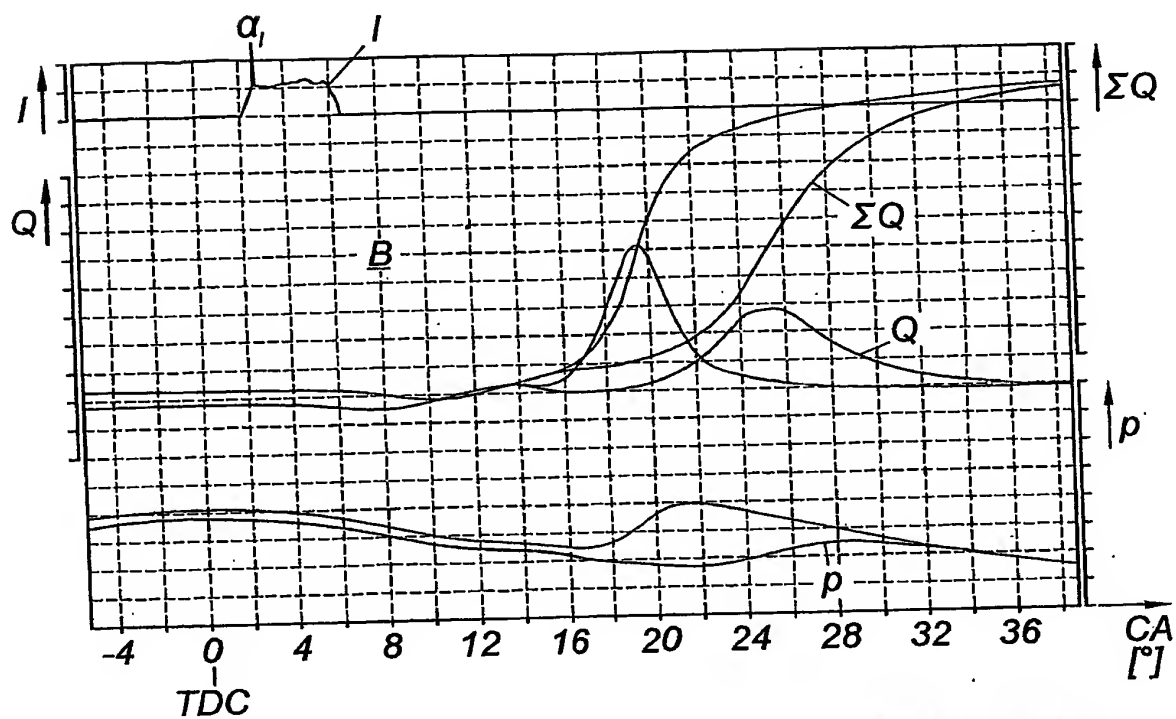


Fig. 9



**Fig. 10.**

Fig. 11

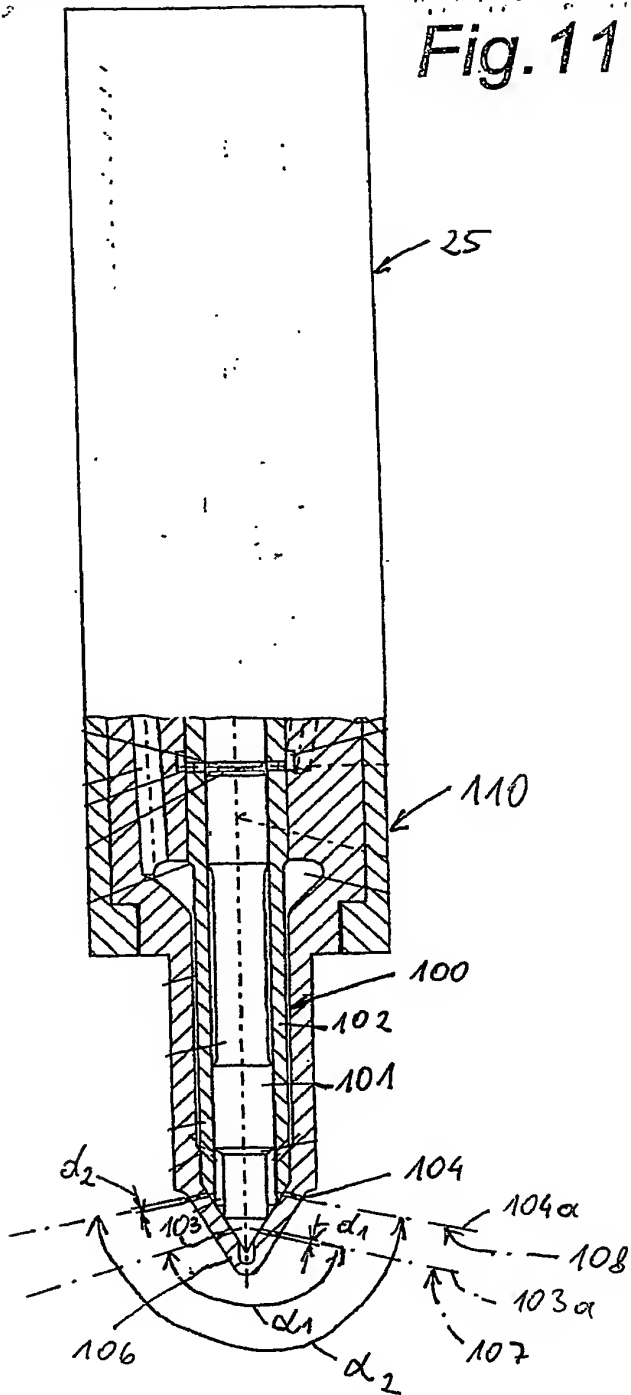
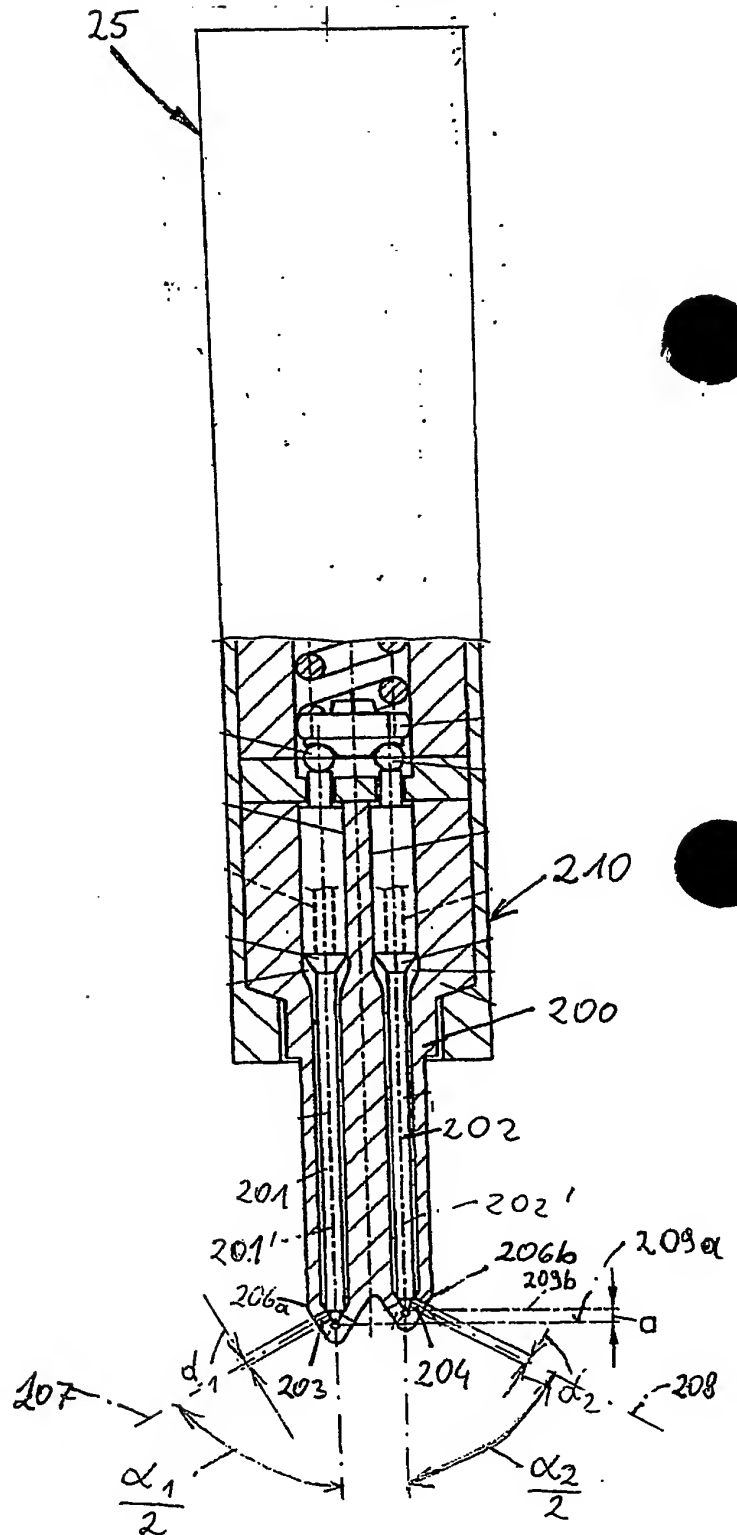


Fig. 12



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**